Nr 3. Warszawa, 2 Marca 1926 r. Rok IV.

TECHNIKA CIEPLNA

ORGAN STOWARZYSZEŃ DOZORU KOTŁÓW W POLSCE.

Redaktor: Inż. techn. **JAN KOMARNICKI.**
Wydawca: **Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Polsce.**

I. FESZCZENKO-CZOPIWSKI, prof. Akad. Górn. w Krakowie.

BLACHY KOTŁÓW PAROWYCH.

(Skład chemiczny, wpływ zanieczyszczeń, wpływ obróbki mechanicznej na gorąco i na zimno na wytrzymałość materjału blach kotłowych; rekrystalizacja).

§ 1. Ciśnienie wewnętrzne w kotle parowym można przyrównać do jakiegoś statycznego obciążenia działającego w kierunku prostopadłym do powierzchni ścian kotła. Obciążenie ścian kotła parowego nie jest ściśle stałe, lecz waha się od 0 do danego roboczego ciśnienia. Tym długotrwałym obciążeniom powinien z powodzeniem przeciwdziałać materjał kotła parowego. Na tej podstawie wymaga się od materjału blach kotłowych, aby był dostatecznie sprężystym i dostatecznie ciągliwym. Wszystkie te bardzo cenne właściwości rzadko udaje się połączyć razem w jednym gatunku materjału, ponieważ zwiększając jedną lub dwie z tych właściwości (wytrzymałość i sprężystość) ponosimy stratę na trzeciej (ciągliwość), w miarę zaś zwiększenia ciągliwości zmniejsza się w pewnej mierze *wytrzymałość* materjału i jego sprężystość. Do niedawna, dopóki powstające w metalu pod działaniem ciśnienia pary naprężenia nie przekraczały pewnych granic, nie było potrzeby szukać jakiegoś ulepszonego materjału i tak zwana małowęglista, wysokociągliwa blacha kotłowa całkowicie odpowiadała wymaganiom techniki.

Ze wzrostem jednak ciśnienia roboczego w kotłach parowych, wzrastały wymagania konstruktorów. Do budowy wysokoprężnych kotłów parowych potrzebna jest blacha o wysokiej ciągliwości a jednocześnie o odpowiedniej sprężystości i wytrzymałości.

Odpowiedzią ze strony metalurgów na te wymogi było: dostarczenie na rynek tych samych blach z żelaza małowęglistego w odpowiedni sposób termicznie obrobionych (ulepszonych), a dalej w miarę dalszego wzrostu ciśnienia roboczego w kotle, dostarczanie stali stopowych, przeważnie również małowęglistych-niklowych, w czasach ostatnich nawet z małemi dodatkami molibdenu, tak samo odpowiednio termicznie obrobionych.

§ 2. Zasadniczem wymaganiem stawianem materjałowi, służącemu do budowy kotłów przez konstruktorów, fabrykantów i inspekcję jest jego czystość. Ideałem jest minimalna zawartość wszelkich obcych domieszek zarówno tych, które z dawien dawna słusznie uważano za szkodliwe np. fosfor (zwłaszcza w stalach niklowych), siarka, azot, tlen, jak i tych, które uważa się za obojętne w pewnych procentowych granicach, jak krzem i mangan. Obecność tego ostatniego w pewnych stosunkowo niewielkich ilościach uważa się za dowód, że dany materjał był w odpowiednim czasie (pod koniec wytapiania) należycie odtleniony. Jednak i o obu tych dwóch zwykłych domieszkach miękkiego żelaza a zwłaszcza o manganie nie można powiedzieć wiele, dobrego z puntu widzenia wytrzymałości i ciągliwości blachy kotłowej. Po wykonaniu swego głównego zadania: uzdrowienia metalu za pomocą odtlenienia go, przechodzą resztki manganu i krzemu, znajdujące się w płynnym jeszcze metalu w stały roztwór żelaza. Znajdując się jednak w metalu w pewnych nadmiernych ilościach odgrywają one niszczącą do pewnego stopnia rolę podczas pracy takiego materjału. Tak np. *R. H. Greaves* i *A. Jones* (Iron and Steel 1925. I. 231) określili, że zwykle stale małowęgliste przy zawartościach już około 2% manganu wyraźnie wykazują znaczną kruchość, pochodzącą od wyżarzania (względnie od odpuszczania w stalach uszlachetnionych). W podobny sposób ujawnia się wpływ manganu w stalach stopowych np. w stalach niklowych, a zwłaszcza w stalach chromoniklo-

wych nawet przy jeszcze mniejszych zawartościach procentowych. Należy przy tem pamiętać, że szkodliwe wpływy fosforu i manganu sumują się, i jedna z tych domieszek może do pewnego stopnia zastąpić miejsce drugiej. Można wprawdzie w znacznym stopniu usunąć to szkodliwe działanie. Dodatek molibdenu w zupełności usuwa „wrażliwość" stali na „kruchość wyżarzania" spowodowaną obecnością manganu oraz również „kruchość na zimno", spowodowaną obecnością fosforu; już 0,3—0,5% molibdenu okazuje uzdrawiający wpływ i przeciwdziała szkodliwym wpływom domieszek manganu i fosforu.

Tego rodzaju wady, zależne od składu chemicznego można w znacznej mierze wyrównać przez odpowiednią obróbkę termiczną. Należy jednak pamiętać, że wewnętrzne naprężenia, pozostające w metalu po takim sposobie obróbki termicznej (składającej się początkowo z szybkiego ochładzania—hartowania, a następnie z odpuszczania) będą tem większe, im wyższą była temperatura hartowania i im przy niższej temperaturze i przez krótszy czas odbywał się proces odpuszczania. Jeśli zatem temperatura poprzedzającego hartowania była za wysoka, należy stosować ochładzanie nie w wodzie lecz na powietrzu lub w takim ośrodku, aby szybkiem ochłodzeniem można było zejść do temperatury około 400°, dalsze zaś ochładzanie powinno odbywać się powoli i stopniowo.

§ 3. Metal może posiadać pewne wady pochodzące od zastygania. Pewnego rodzaju niejednorodność metalu pochodzi od naturalnej niejednorodności wydzielających się podczas procesu zastygania tak zwanych kryształów mieszanych, w których to znajdują się w stanie rozpuszczonym domieszki żelaza: mangan, krzem, fosfor, węgiel, nikiel i azot. W żelazie ochłodzonem od temperatury powyżej przemian allotropowych cała siarka, znajdująca się w postaci wtrąceń *FeS* lub *MnS* i tlen znajdujący się w postaci *FeO* umiejscowiają się w przestrzeniach międzykrystalicznych, oddzielających jeden kryształ metalicznego konglomeratu od drugiego.

W zależności od ilości domieszek, znajdujących się w roztworze stałym i niezależnie od szybkości ochładzania (sprzyja ona jedynie rozdrobnieniu ziaren) kryształy mieszane, powstające w czasie procesu krzepnięcia, mogą różnić się składem chemicznym. Dzieje się to podług odpowiednich praw naturalnych i często nie można usunąć tych różnic przy pomocy „sił dyfuzji", działających podczas krzepnięcia takiego stopu, w kierunku ujednorodnienia. Siły dyfuzji często nie są w stanie pokonać „oporów dyfuzji", występujących w samym metalu głównie jako skutek wszelkiego rodzaju ubocznych wtrąceń, stanowiących mechaniczne przeszkody dla procesu ujednorodnienia. Do takich przeszkód należy zaliczyć w pierwszym rzędzie żużle, znajdujące się na granicach kryształów, głównie tlenki, siarczki, rzadziej krzemiany i fosforany, następnie wszelkiego rodzaju pęcherze, puste miejsca, bańki, ryski mikroskopowe, wszystko to składa się na „zewnętrzne" opory dyfuzji. Nie małą trudność przedstawiają i te uboczne wtrącenia (np. krzem, fosfor, mangan), które zająwszy określone miejsca w siatce przestrzennej pewnych elementów metalicznego kryształu osłabiają zdolność metalu do ujednorodnienia zapomocą dyfuzji nawet w pojedynczym krysztale a to wskutek swej naturalnej bezwładności (pochodzącej od większej atomowej objętości np. *P* — 13,1, *Si*—12,1, a *Fe*—7,1) lub wskutek indywidualnych przyczyn (jak to ma miejsce z *Mn*, którego atomowa objętość wynosi 7,4, co później występuje w postaci kruchości wyżarzania i słabej odporności na gwałtowne uderzenia). Przyczyny te składają się na tak zwane „wewnętrzne" opory dyfuzji. Stąd powstaje niejednorodność metalu związana z warunkami jego tworzenia się (krzepnięcia).

§ 4. Różne miejsca w tym samym zlewku metalu różnią się swym składem chemicznym. Największa ilość zanieczyszczeń głównie żużli gromadzi się w okolicach jamy usadowej w górnej części zlewku. Najzdrowszą i najbardziej jednorodną w swym składzie chemicznym częścią jest środek i dół. Największą zdolność do likwacji wykazuje siarka i fosfor, następnie węgiel a wreszcie mangan. Tak np. *Talbot* określił, że wahania w zawartości siarki w żelazie mogą dochodzić do 337%, fosforu do 279%, węgla do 150%, manganu do 35%. Późniejsze badania *Wüst'a* i *Felser'a*, przeprowadzone na miękkiem żelazie ustaliły mniejszą skalę wahań, a mianowicie: dla siarki — 130%, fosforu — 66%, węgla — 26%. Jednak nawet i te znacznie mniejsze wahania w składzie chemicznym jednego zlewku muszą bezwarunkowo w silnym stopniu odbijać się na mechanicznych właściwościach materjału, w zależności od miejsca zlewku, skąd wycięto próbkę do badań. Dla żelaza miękkiego o składzie: *Mn* — 0,48%, *P* — 0,05%, *S* — 0,04, *Si* — 0,016% znaleźli *Wüst* i *Felser*, że wytrzymałościowe właściwości prób wziętych z głowy zlewku, z jego środka bliżej do głowy, następnie ze środka bliżej spodu i wreszcie z dolnej części zlewku wykazały takie wahania:

główka	*R*—42,8 kg/mm²	*A*—26%	*C*—39,2%	*U*—6,9	kgm/cm²
środek góra	41,7 „	28,2	38,5	10,1	„
środek dół	40,7 „	30,5	43,6	12,0	„
dolna część	38,9 „	30,0	44,6	13,2	„

Im większa zawartość węgla tem większe będą wahania w składzie chemicznym różnych miejsc jednego zlewka.

Najwięcej kłopotu powoduje tlen, z tego powodu w celu całkowitego odtlenienia dodają przed odlewem glin, a czasami przy droższych odlewach i tytan.

Aż do wojny (do 1914 r.) istniały surowe przepisy, zabraniające używania materjału z miejsc bliskich do jam usadowych w zlewkach na tak odpowiedzialne wyroby, jak blachy kotłowe. Dla tego odrzucano przymusowo 20 — 25% z górnej części zlewku. Wojenne i powojenne wymagania były znacznie lżejsze. Z tego powodu obecnie pracuje dużo kotłów parowych, zbudowanych z blach, wykonanych z górnej części bloku, silnie zanieczyszczonych żużlem i posiadających budowę warstwową.

Powstawanie metalu od jego stanu płynnego aż do końca krzepnięcia już w postaci zlewka odgrywa jak widać wielką rolę. Dla ustalenia wszystkich działających tu czynników ważne znaczenie posiada analiza chemiczna.

(d. c. n.)

STANISŁAW CHRZANOWSKI. inż. mech., Inż. Stow. Doz. Kotłów w Warszawie.

POMIARY MOCY UŻYTECZNEJ SILNIKÓW*).

Jednym z celów, dla których przeprowadzamy badania (ekspertyzy) silników jest: ustalenie ceny jednostki mocy i stwierdzenie sprawności mechanicznej silnika. Pierwsze osiągamy przez zbadanie, ile kilogramów paliwa należy zużyć dla wytworzenia 1 *KM* czy 1 *kW*; drugie — przez porównanie mocy użytecznej z indykowaną.

Sprawozdania z dokonywanych pomiarów podają nieraz cenę jednostki mocy indykowanej, więc jednostki, z której część tylko możemy wyzyskać poza silnikiem. Jest rzeczą zupełnie zrozumiałą, że powinna nas obchodzić cena jednostki, którą rzeczywiście uzyskać i użyć do napędu jakiejś maszyny roboczej możemy. W takich to jednostkach powinna być podawana moc silników dla uniknięcia łatwych na tem polu nieporozumień.

Moc, którą faktycznie z silnika uzyskać możemy nazywamy mocą użyteczną i zwykle oznaczamy ją przez N_u.

Przed opisaniem niektórych metod pomiaru mocy użytecznej zajmiemy się przedewszystkiem zestawieniem jednostek, w jakich ją wyrażamy i praw, na podstawie których ją mierzymy.

Jak wiadomo — z fizyki elementarnej — pracą nazywamy przezwyciężanie oporu wzdłuż pewnej drogi, a zasadnicze prawo, które to pojęcie określa brzmi:

$$L = P . s .... \quad 1a),$$

przyczem P oznacza wielkość przezwyciężanego oporu a więc wielkość siły potrzebnej do pokonania go; s zaś jest drogą, na której opór ma być pokonywany.

Na tej zasadzie określamy jednostkę pracy — jako pracę potrzebną do pokonania oporu wielkości 1 kg na drodze 1 m; jest nią kilogramometr, oznaczany przez *kgm*. Przy ruchu obrotowym jednostką pracy nazywamy ilość jej potrzebną do pokonania oporu jednostki momentu**) na kołowej drodze odpowiadającej jednostce kąta ***) w mierze łukowej; jest nią także kilogramometr, gdyż kąt, wyrażony w mierze łukowej, oznaczamy jednostkami niemianowanemi.

Mocą nazywamy ilość pracy wykonanej w jednostce czasu a więc wyrazić ją należy przez równanie

$$N = \frac{L}{t} \quad . \; . \; . \; . \; . \quad 2)$$

gdzie t oznacza czas, w ciągu którego wykonywana jest praca L.

Podstawiając w równanie 2) wartość na L z równania 1*a*), otrzymamy wyrażenie:

$$N = P\,v \quad . \; . \; . \; . \quad 2a)$$

dla ruchu prostolinijnego i

$$N = M_d\,\omega \quad . \; . \; . \; . \quad 2b)$$

dla ruchu obrotowego, gdzie v i ω są odpowiedniemi szybkościami.

Jednostką mocy jest praca jednego kilogramometra wykonana w sekundzie czyli 1 kgm/s.

W praktyce używamy jednostek większych a mianowicie: konia mechanicznego: 1 *KM* = 75 kgm/s.

Często też wyrażamy pracę i moc w jednostkach przyjętych z elektrotechniki. Prawo, na podstawie którego mierzymy pracę elektryczną, brzmi:

$$L = i\,(S_1 - S_2) \quad . \; . \; . \quad 1b),$$

gdzie i jest natężeniem prądu mierzonem w amperach (A) a $S_1 - S_2$ jest różnicą napięcia prądu — mierzoną w woltach (V) — na początku i końcu tej części sieci, w obrębie której praca jest wykonywana.

Na podstawie równ. 1*b*) pracę bezpośrednio wyliczyć można przez podstawienie wartości na i i $S_1 - S_2$ tylko przy prądzie stałym; natomiast przy prądzie zmiennym należy uwzględnić przesunięcie faz.

Elektrotechniczną jednostką pracy jest wat (W), to jest praca wykonana przez prąd o natężeniu jednego ampera (1A) przy spadku napięcia o jedn wolt (1V). Jednostką techniczną jest kilowat (1 $kW = 1000\ W$).

Jednostkami zaś mocy są: wat na sekundę wzgl. kilowat na sekundę lub kilowat na godzinę (1 kWh).

Porównanie wartości między 1 KM a 1 kW/s można łatwo przeprowadzić przez przeliczenie obu jednostek na jednostki ciepła t. j. kalorje a mianowicie:

$$1\ KM = 75\ kgm/s = \frac{75}{427}\ kcal/s,$$

zaś

$$1\ kW/s = 0{,}2387\ kcal/s\ ^{*})$$

więc:

$$1\ KM = 0{,}73\ kW \text{ i } 1\ kW = 1{,}36\ KM.$$

Na podstawie powyższych danych należy odpowiednio zmienić równania 2*a*) i 2*b*), jeśli przy ich pomocy chcemy obliczać moc w jednostkach technicznych.

Dla ruchu prostolinijnego:

$$N_{KM} = \frac{Pv}{75} \quad \text{względnie} \quad N_{kW} = \frac{Pv}{101{,}9} \qquad 3a)$$

a dla ruchu obrotowego:

$$N_{KM} = \frac{M_d\,\omega}{75} = \frac{M_d\,\frac{2.\pi.n}{60}}{75},$$

więc po uproszczeniu:

$$N_{KM} = \frac{M_d\,n}{716} \quad \text{względnie} \quad N_{kW} = \frac{M_d\,n}{973}, \qquad 3b)$$

---

*) *A. Gramberg*. Technische Messungen bei Maschinenuntersuchungen. 1923.
I. Brand. Technische Untersuchunsmethoden zur Betriebskontrolle. 1921.
F. Seufert. Versuche an Dampfmaschinen. 1921.

**) Jednostką momentu jest moment utworzony przez działanie 1 kg na ramieniu 1 m; oznaczamy ją przez „1 kgm".

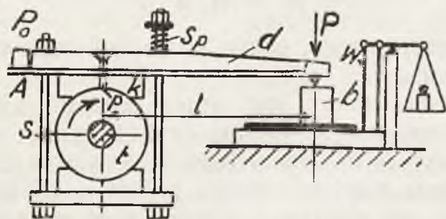
***) Jednostka kąta w mierze łukowej odpowiada $\frac{180^0}{\pi} = 57^0\ 17^3/_4{}'$.

*) Jeśli przez przewodnik o oporze 1 ohma przepływa prąd o natężeniu 1 ampera pod napięciem 1 wolta, to wykonana w sekundzie praca wynosi: 0,0002387 kcal/s.

gdzie P musi być podane w kg, v — w metrach na sekundę [m/s], a n oznacza ilość obrotów w minucie*).

Pomiar mocy użytecznej można przeprowadzić przy pomocy hamulców różnych konstrukcyj. Niżej opisano kilka metod i przyrządy częściej w praktyce używane.

Hamulec klockowy (rys. 1) pozwala nam na pomiar mocy wytwarzanej przez silnik i jednoczesnie na zużycie tej mocy.



Rys. 1. Hamulec klockowy.

Tarcie klocków k o tarczę hamulcową t, osadzoną na wale silnika powoduje, że tarcza stara się w czasie ruchu porwać za sobą hamulec w kierunku jej obrotu. Temu przeciwdziała dźwignia d, opierająca się o kloc b, umieszczony na wadze w. Tarcie między klockami hamulca a tarczą może być dowolnie zmieniane przez ściąganie ewent. rozluźnianie śrub s; w ten sposób zmieniamy obciążenie silnika.

Miarą wielkości pracy tarcia a więc i mocy silnika jest wielkość siły P na końcu dźwigni. Znając ją możemy na podstawie równań 3b) obliczyć moc silnika w KM lub w kW, podstawiając wartość na moment obrotowy

$$M_d = P\,l \text{ kgm.}$$

Wówczas równania 3b) możemy przedstawić w formie

$$N_{KM} = C_1\,P\,.\,n \quad \text{względnie} \quad N_{kW} = C_2\,P\,.\,n \quad 3c),$$

gdzie

$$C_1 = \frac{1}{716} \text{ i } C_2 = \frac{1}{973}\,.$$

Dla uproszczenia obliczeń najwygodniej jest wykonać $l = 0{,}716$ m (wzgl. $l = 0{,}973$ m), wówczas iloczyn Pn pomnożony przez 0,001 daje nam wprost ilość KM (wzgl. kW).

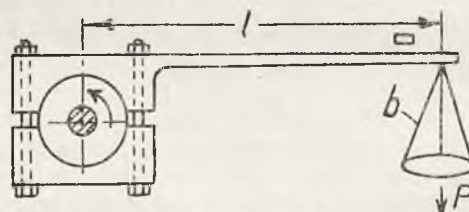
Przy podstawieniu wartości za P należy uwzględniać ciężar belki. W tym celu należy go oznaczyć przed pomiarem przez podparcie np. dźwigni w punkcie p i zrównoważenie jej ciężarem P_0; ciężar ten może stale być umieszczony na odpowiednim końcu belki (p. A), a wówczas odczytana siła P jest miarą mocy; jeśli zaś belki nie zrównoważymy, to miast odczytanej wartości P należy do obliczeń wstawić wartość $P - P_0$.

Przy pomiarach należy również zwrócić uwagę na możność dokładnego nastawiania żądanego obciążenia. Z powodu zmieniającego się tarcia klocków o tarczę zmienia się też obciążenie silnika. Wahania te nie są pożądane i należy je usunąć; najłatwiej osiągniemy to przez umieszczenie sprężyny S między podkładką a nakrętką śruby, przy pomocy której regulujemy wielkość nacisku klocków na tarczę hamulcową.

By zmniejszyć zmienność tarcia klocków podczas pracy hamulca, smarujemy powierzchnie trące, jednak nie nadmiernie, wówczas bowiem zmniejszylibyśmy współczynnik tarcia, a tem samem i obciążenie silnika przy jednakowem ściągnięciu śrub regulujących. Smarowanie często przeprowadzamy równocześnie z chłodzeniem tarczy hamulcowej. Należy zaznaczyć, że są to dwa odrębne zadania: smarowaniem zyskujemy spokojny przebieg hamowania; chłodzenie zaś ma na celu odprowadzenie wytworzonego ciepła. Doprowadzenie smaru można uskutecznić przy pomocy oliwiarki, doprowadzenie wody—w zależności od miejscowych warunków. Proste i często używane urządzenienie polega na doprowadzeniu jej wężami gumowemi do otworu umieszczonego pośrodku górnego klocka; stąd woda rozchodzi się po tarczy przy pomocy rowków wyciętych na trących powierzchniach klocków (podobnie jak smar w zwyczajnych łożyskach). Całe urządzenie należy odpowiednio osłonić, by zapobiedz rozpryskiwaniu wody.

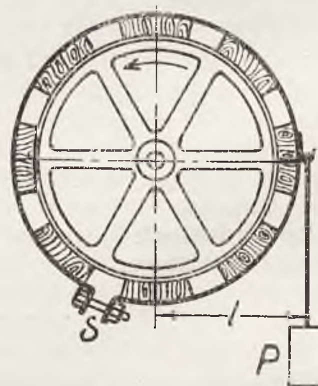
Przy niespodziewanej zmianie kierunku obrotu silnika belka hamulca może być porwana przez tarczę i wyrządzić szkody. Przeciwko temu zabezpieczamy się przez ograniczenie skoku końca belki.

Rys. 2 podaje inne wykonanie hamulca klockowego: tu zamiast obciążnika b możemy umieścić wagę sprężynową (sprawdzoną przed pomiarem).



Rys. 2. Hamulec klockowy.

Hamulec taśmowy (rys. 3), którego działanie opiera się na tych samych zasadach co działanie hamulca klockowego, składa się ze stalowej taśmy owiniętej dookoła tarczy, osadzonej na wale silnika. Taś-



Rys. 3. Hamulec taśmowy.

*) Porównanie technicznych jednostek różnych krajów jest przejrzyście zestawione w artykule inż. I. Dąbrowskiego p. t. Koń mechaniczny w zesz. 2 *Techniki Cieplnej* z 1925 r.

ma hamulca może być wyłożona klockami drewnianemi dla zwiększenia tarcia.

Wielkość tarcia, więc i wielkość obciążenia regulujemy przy pomocy śruby *S*. Między jej nakrętką a podkładką umieszczona jest sprężyna dla łagodzenia wahań tarcia. Przy pomocy ciężarów *P* mierzymy siłę tarcia. Ciężary te zawieszone są na linie, umocowanej do taśmy, by przeciwdziałały porwaniu jej przez tarczę. Punkt zaczepiania liny musimy tak obrać, by lina stycznie schodziła z taśmy; w przeciwnym wypadku może się zmieniać (bez naszej kontroli) ramię działania ciężaru *P*. Zachodzić to może przedewszystkiem wtedy, gdy z braku miejsca linę przeprowadzamy przez rolkę. Rys. 4 podaje dobre umocowanie liny, a rys. 5 — wadliwe.



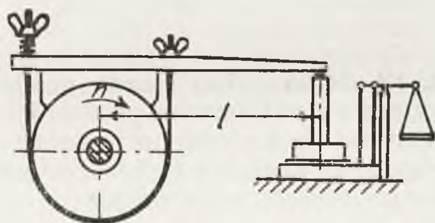


Rys. 4. Rys. 5.
Sposób umocowania liny.
Dobrze. Źle.

Przy taśmowym hamulcu należy zabezpieczyć się przeciw przerzucaniu obciążników. Stać się to łatwo może w chwili wzrostu tarcia nieodpowiadającego obciążeniu. Zapobiegniemy temu przez połączenie jednego punktu taśmy ze stałym punktem poza hamulcem.

Obliczenie mocy przeprowadzamy podobnie jak przy hamulcu klockowym. Jako wartość na *P* należy wstawić przy dokładnych pomiarach ciężar obciążników *G* powiększony o ciężar liny.

Rys. 6 podaje wykonanie hamulca taśmowo-kloc-

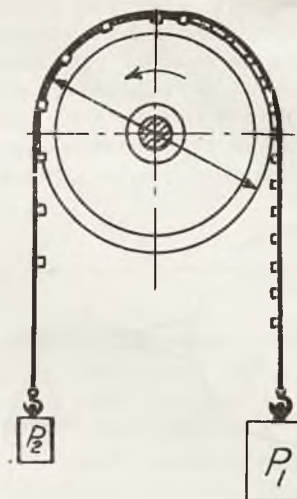


Rys. 6. Hamulec taśmowo-klockowy.

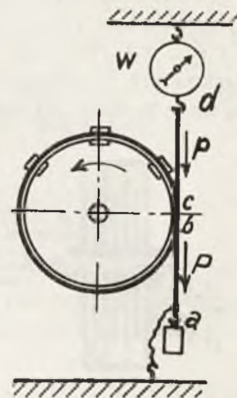
kowego; rys. 7 zaś — bardzo prosty hamulec taśmowy samoczynnie utrzymujący stałe obciążenie. Składa się on z pasa skórzanego lub wełnianego, zaopatrzonego w szereg blaszanych prowadnic. Część z nich jest przynitowana po stronie trącej pasa. Wzrost tarcia powoduje przesunięcie pasa na lewo, a przez to wciągnięcie większej ilości blaszek na tarczę, a więc zmniejszenie tarcia; wówczas pas przesuwa się na prawo do położenia odpowiadającego chwilowemu obciążeniu. W ten sposób obciążenie nie może przekroczyć wielkości ustalonej obciążnikami. Wielkość jego możemy zwiększać przez dodawanie ciężarów tylko do pewnej granicy zależnej od wymiarów i materjału pasa.

Wadą tego hamulca jest zbyt wielkie obciążenie czopa, na którym osadzana jest tarcza hamulcowa.

Hamulec linowy (rys. 8) składa się zwykle z dwuch lin konopnych o średnicy około 15 mm. Linami temi owijamy tarczę hamulcową. Jeden koniec lin przymo-



Rys. 7.
Hamulec taśmowy.



Rys. 8.
Hamulec linowy.

cowujemy do wagi sprężynowej *W*, a na drugim zawieszamy ciężarki *P*. Z powodu tarcia między liną a tarczą na końcówkę połączoną z wagą sprężynową przenosi się siła mniejsza od *P*. Wielkość jej zależy od współczynnika tarcia między liną a tarczą i od wielkości obwodu, wzdłuż którego lina opasuje tarczę.

Różnica obu tych sił jest miarą obciążenia. Jego wielkość obliczymy wedle równ. 3*b*), znając różnicę sił działających na oba końce liny $P - p$, ilość obrotów tarczy hamulcowej n i wymiary tarczy i liny:

$$N_{KM} = \frac{M_d \cdot n}{716} = \frac{(P-p) \cdot (R+r) \cdot n}{716} = C \cdot (P-p) \cdot n \quad 3d.)$$

Przy dokładnych pomiarach musimy uwzględnić ciężary części liny: $a - b$ i $c - d$.

Przy pomocy tego hamulca nie można wywołać dowolnie wielkiego obciążenia silnika. Albowiem zwiększanie obciążenia końca liny w punkcie *a* do pewnej tylko granicy wywołuje zwiększanie obciążenia silnika. Po jej przekroczeniu obciążamy nie silnik lecz wagę *W* przez dodawanie ciężarów.

Hamulec linowy szczególnie nadaje się do pomiarów mocy niewielkich motorów szybkobieżnych *).

Na rys. 9 wskazano umocowanie prowadnic do liny.

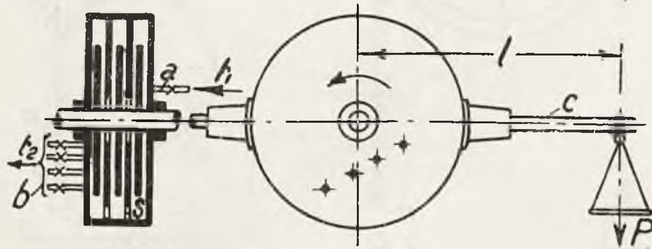


Rys. 9.
Umocowanie prowadnic.

Dokonywanie pomiarów mocy użytecznej wielkich silników szczególnej szybkobieżnych przy pomocy podanych urządzeń sprawia znaczne trudności z powodu zbyt wielkich wymiarów hamulca, wielkich ilości ciepła, które należy odprowadzić. Tu musimy używać innych metod.

*) Przy jego pomocy dokonywano długo trwających pomiarów mocy silników ropnych na wystawie w Petersburgu w 1910 r. (*N. Bikoff* u. *G. Doepp:* Die Internationale Ausstellung v. Verbrennungsmotoren in St. Petersburg 1910).

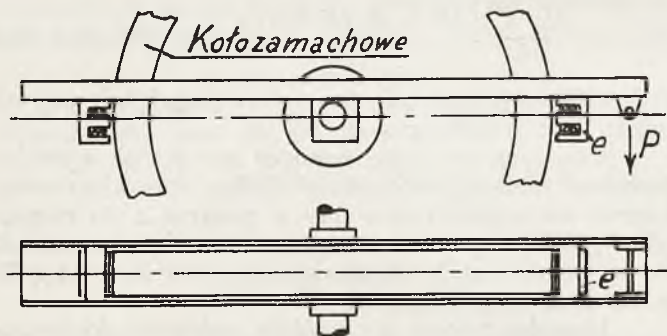
W laboratorjach i na stacjach próbnych w fabrykach budujących silniki dla oznaczania mocy użytecznej wielkich silników n. p. turbin parowych używa się *hamulców wodnych*, gdzie tarcie między dwoma ciałami stałemi zamieniono na tarcie szeregu płyt o ciecz. W tym celu na wale silnika ustawiamy kilka tarcz zamkniętych w ruchomo osadzonej osłonie, do której doprowadza się wodę kurkiem *a* a odprowadza ją szeregiem otworów *b*. Otwory



Rys. 10.
Hamulec wodny.

te są zaopatrzone w kurki, pozwalające na regulowanie odpływu wody, a tem samem na regulowanie obciążenia silnika. Tarcie wytworzone między obracającemi się tarczami a wodą, powoduje powstanie momentu obrotowego, starającego się poruszyć osłonę hamulca w kierunku obrotu wału. Moment równoważony jest przy pomocy momentu wywołanego przez obciążenie dźwigni *c*.

Obciążenie obliczamy podobnie jak poprzednio wedle równ. 3b. W tym wypadku łatwo możemy przeprowadzić kontrolę obliczeń: energja wytworzona przez silnik zamienia się na ciepło wywołane skutkiem tarcia płyt o wodę. Znając więc różnicę tem-



Rys. 11.
Hamulec elektromagnetyczny.

peratur wody dopływającej i odpływającej, ilość wody przepływającej w godzinie, możemy z tych danych w przybliżeniu (nie uwzględniamy strat na promieniowanie *) obliczyć energję zużytą na podgrzanie wody wedle równania:

$$Nu' = \frac{G\ (t_{od} - t_{do})}{632{,}2}\ KM$$

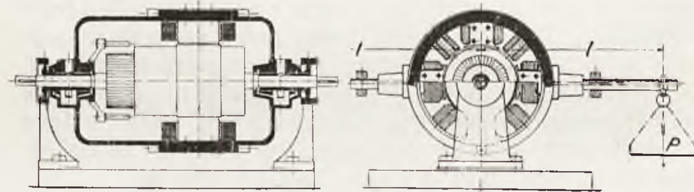
Hamulec ten nadaje się do obciążania silników, których wały wykonują znaczne ilości obrotów w minucie, n. p. do turbin parowych. Albowiem przy małych ilościach obrotów tarcie między tarczami a wodą jest za małe, by wytworzyć odpowiedni moment dla obrotu osłony.

Znany jest szereg konstrukcji hamulców wodnych, jednak mogą one mieć znaczenie tylko przy badaniach silników w laboratorjach, lecz nie dla badań silników ustawionych na miejscu ich pracy, tembardziej, że dla badań silników o znacznej mocy wymiary hamulca są zbyt wielkie.

Wygodniejszym jest hamulec elektromagnetyczny, którego konstrukcja jest wskazaną na rys. 11. Tu tarcie zastąpione jest oporem, wywołanym przez prądy wirowe, wytworzone przez elektromagnesy *e*. W ten sposób powstaje moment obrotowy, starający się obrócić belkę w kierunku obrotu wału. Równoważąc ten moment zapomocą obciążnika *p* mierzymy obciążenie silnika. Zmiany obciążenia dokonywamy przez zmianę natężenia prądu dostarczanego do pobudzenia elektromagnesów.

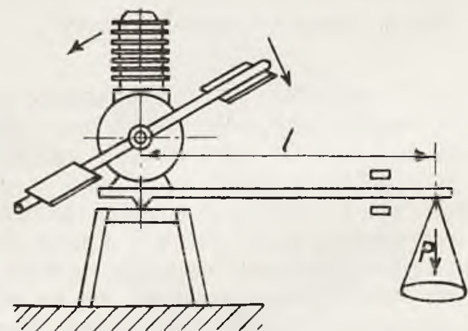
Hamulec ten nadaje się do krótko trwających badań silników o niewielkiej mocy; gdyż trudno tu odprowadzać wytworzone ciepło, a nadmierne ogrzanie koła zamachowego, które służy za „tarczę hamulcową", może łatwo spowodować jego eksplozję.

Osobną grupę tworzą metody pomiarów mocy użytecznej silników, opierające się na zasadzie *działania i oddziaływania:* moment, wytworzony przez silnik powoduje utworzenie się momentu przeciwnie skierowanego, lecz tej samej wielkości. Przy silnikach, ustawionych na stałe, moment ten przenosi się na fundament silnika. Przez jego oznaczenie możemy określić moc silnika.



Rys. 12.
Zasada działania oddziaływania.

Na rys. 12 naszkicowano zasadę pomiaru mocy silnika połączonego z generatorem prądu. Wirnik jego jest umocowany na osi a stojak ruchomo na niej osadzony. Przy pomocy dźwigni *a* i obciążnika *p* mierzymy moment starający się poruszyć stojakiem.

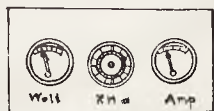


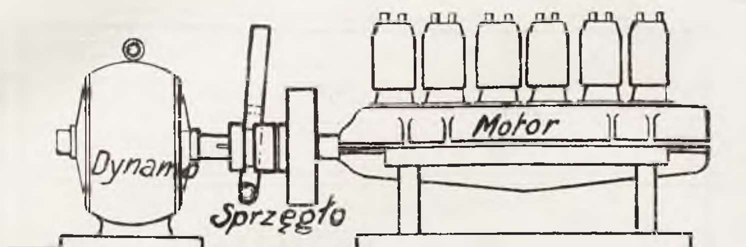
Rys. 13.
Pomiary silnika lotniczego.

Metoda ta jest obszernie stosowana do badań silników, używanych do napędu samolotów *). Zasadę pomiaru, wyjaśnia rys. 13, podający szkic używanego urządzenia. Motor ruchomo

*) Wielkość ich można ograniczyć, jeśli będziemy w ten sposób regulowali dopływ i odpływ wody, by jej średnia temperatura równą była temperaturze otoczenia: $\frac{t_{do} + t_{od}}{2} = t_o$

*) K. Anacker: D. Flugzeugmotor. Berlin 1918.





Rys. 14.

osadzony na odpowiednim stojaku porusza specjalnie do tego celu zbudowaną śmigę. Wywołany moment mierzymy przy pomocy dźwigni połączonej z silnikiem i odpowiednio obciążonej.

Najprostsza i najczęściej używana metoda pomiaru mocy silników polega na *elektrycznem hamowaniu* silnika. W tym celu badany silnik łączymy bezpośrednio lub zapomocą przekładni z generatorem prądu stałego, n. p. wedle rys. 14.

Mierząc napięcie V i natężenie J wytworzonego prądu na podstawie równania:

$$N_{kW} = \frac{V \cdot J}{1000} \text{ wzgl. } N_{KM} = \frac{V \cdot J}{736} \quad . \quad . \quad 3c.)$$

otrzymujemy wielkość energji, dostarczonej przez generator. Uwzględniwszy zaś sprawność generatora (zwykle $\eta_{el} = 85\%$), otrzymamy moc użyteczną silnika.

Jeśli napęd generatora odbywał się przy pomocy przekładni pasowej, należy uwzględnić sprawność przekładni η_p, a równanie 3c) przybierze kształt

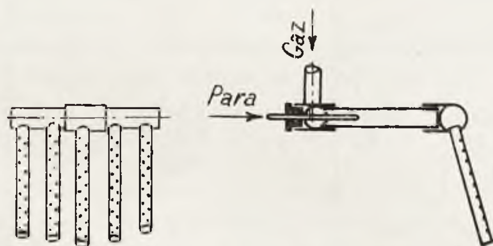
$$N_{ukW} = \frac{V \cdot J}{1000 \eta_{el} \cdot \eta_p} \text{ wzgl. } N_{uKM} = \frac{V \cdot J}{736 \cdot \eta_{el} \cdot \eta_p}$$

J. WÓJCICKI, inż., Inż. Stow. Doz. Kotłów w Warszawie.

BADANIA WSTĘPNE W CELU PODNIESIENIA SPRAWNOŚCI KOTŁÓW LOKOMOBILOWYCH OPALANYCH GAZEM ZIEMNYM.

por. *Technika Cieplna;* 1925 str. 113.

Badania wstępne przeprowadzone w ub. r. przez Instytut Termiczny Stowarzyszenia Dozoru Kotłów, miały za zadanie stwierdzić, jakie są warunki spalania i w jakim stopniu zależy od nich praca powierzchni ogrzewalnej kotła, w płomienicy zwykłej i wydłużonej, przy różnych obciążeniach, t. j. przy różnem zużyciu paliwa oraz przy użyciu palników różnych rodzajów. Badania zostały przeprowadzone w czterech różnych kotłach. W dwóch z nich były użyte palniki „Stycznia“ (rys. 1), w trzecim palnik

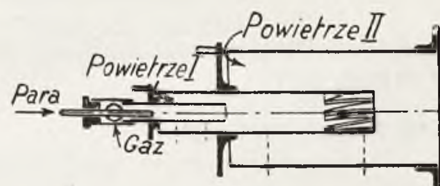


Rys. 1. Palnik „Stycznia“.

bunzenowski (rys. 2), w czwartym palniki Huntera (rys. 3).

Pomiary dla poszczególnych punktów stałego obciążenia trwały po dwie godz. (normalny okres badań wynosi conajmniej 6 godz.). Przepływ gazu mierzono zapomocą dyszy spiętrzającej, jak pokazano na rys. 5. Zużycie wody mierzono zapomocą naczynia o znanej objętości.

Wyniki badań podane są w czterech umieszczonych poniżej tabelach, oraz czterech odpowiadających im wykresach, na których uwidoczniona jest, zapomocą krzywych — zależność od zużycia gazu*) przypadają-



Rys. 2. Palnik Bunsena.

cego na 1 godz. i 1 m² pow. ogrzew.: 1) jakości spalania (krzywe niespalonego gazu oznaczone literą *c*), 2) pracy powierzchni ogrzewalnej (krzywe wydajności pary z 1 m² pow. ogrzew. na 1 godz., oznaczone



Rys. 3. Palnik Huntera.

*) Ażeby uniezależnić wykresy od zmiennej jakości gazu, pod względem kalorycznym, przyjęto jako jednostkę miary zużycia — jednostkę o stałej wartości opałowej = 10,000 kal.

TABLICA I.

Pow. ogrzew. kotła = 60 m².
Wymiary płomienicy = średnica 1100/1200 mm dł. 2300 mm.
Przedłużenie płomienicy: średnica 1200 mm dł. 1000 mm.
Palniki „Stycznia" — 1 sztuka.

	RODZAJ PŁOMIENICY	ZWYKŁA			PRZEDŁUŻNA	
	DATA WYKONANIA POMIARÓW	27/V.1925			30/V.1925	
	NR. POMIARU	I.	II.	III.	IV.	V.
1.	Zużycie gazu w jednostkach = 10.000 kal.					
	a) na 1 godz.	68.4	57.0	43.2	74.4	96.6
	b) „ 1 „ i 1 m² pow. ogrz.	1.14	0.95	0.72	1.24	1.61
2.	Zużycie wody na 1 godz. . . . kg	767	707	420	900	1150
3.	Ilość pary normalnej (640 kal.) przypadająca na 1 m² pow. ogrzew. na 1 godz. . . . kg	12.7	11.7	9.64	14.6	18.7
4.	Temperatura wody zasilającej przed inżektorem . °C	17	17	17	18	18
5.	Przeciętna temperatura parowaniu . . . °C	170.1	167.0	165.3	173.6	172.7
6.	Ciepło zużyte na 1 kg pary . . . kal	634	633	633	624.3	624.1
7.	Zawartość CO_2 w spalinach . . . %	7.56	7.7	9.47	8.1	7.2
8	Nadmiar powietrza	1.56	1.58	1.0	1.43	1.53
9.	Temperatura spalin u wylotu rurek . . . °C	223	207	169	253	226
10.	Bilans cieplny kotła:					
	A. Ciepło użyteczne . . . %	71.0	78.0	61.5	75.0	73.9
	B. Straty: a) kominowe . . . %	11.35	10.5	6.34	12.15	11.70
	b) niecałkowite spalenie . . %	9.9	2.3	19.96	4.40	6.95
	c) zewnętrzne	7.65	9.2	12.20	8.45	7.45

TABLICA II.

Pow. ogrzew. kotła = 45 m².
Wymiary płomienicy: średnica 850/950 dł. 1870 mm.
Przedłużenie płomienicy: średnica 950 mm dł. 700 mm.
Palniki: „Stycznia" 1 sztuka.

	RODZAJ PŁOMIENICY	ZWYKŁA			PRZEDŁUŻONA			
	DATA WYKONANIA POMIARU	8/VIII.1925			20/VIII.1825			25/8
	NR. POMIARU	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.
1.	Zyżycie gazy w jednostkach = 10.000 kal.							
	a) na 1 godz.	49	35.6	69.0	77.0	55.8	40.0	55.6
	b) „ 1 „ i 1 m² pow. ogrzew.	1.09	0.793	1.53	1·71	1.24	0.89	1.23
2.	Zużycie wody na 1 godz.	520	285	534	784	630	472	628
3.	Ilość pary norm. (640) kal. przypadająca na 1 m² pow. ogrzew. i 1 godz.	11.5	6.3	11.8	17.0	13.7	10.3	13.5
4.	Temp. wody zasil. przed inżektorem . °C	19	19	19	19	19	19	19
5.	Przeciętna temp. parow.	174.6	175.0	173.4	175.5	176.2	173.6	171.4
6.	Ciepło zużyte na 1 kg pary przy 2% wilgot. . kal	633.5	633.6	633.1	623.9	624.0	623.2	624.0
7.	Zawartość CO_2 w spalinach . . . %	8.8	6.87	8.25	9.6	10.3	8.84	9.75
8.	Nadmiar powietrza	1.33	1.60	1.11	0.98	1.125	1.37	1.19
9.	Temp. spalin u wylotu rurek . . . °C	255	240	280	292	265	249	272
10.	Bilans cieplny kotła							
	A. Ciegło użyteczne . . . %	67.5	50.5	49.3	62.8	70 2	65.2	70.2
	B. Straty: a) kominowe . . . %	11.6	13.5	13.5	11.0	10.4	11.2	11.0
	b) niecałkowtego spalania . %	4.0	11.8	26.2	15.5	34	—	2.8
	c) zewnętrzne . . . %	16.9	24.8	11.0	10.7	16.0	23.6	16.0

TABLICA III.

Pow. ogrzew. kotła = 45 m².
Wymiary płomienicy: średnica 900/1000 mm dł. 2929 mm.
Przedłużenie płomienicy: średnica 1000 mm dł. 1000 mm.
Palniki: „Bunzenowskie“ — 1 sztuka.

	RODZAJ PŁOMIENICY	ZWYKŁA			PRZEDŁUŻONA						
	DATA WYKONANIA POMIARU	7/VIII.1925			19/VIII.1925				24/VIII.1925		
	NR. POMIARU	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.	VIII.	IX.	X.
1.	Zużycie gazu w jednostkach 10.000 kal.										
	a) na 1 godz.	112.5	84.5	56.3	107.0	90.0	74.2	58.0	92.6	86.0	80.0
	b) na 1 godz. i na 1 m² pow. ogrzew.	2.5	1.80	1.25	2.38	2.00	1.65	1.29	2.06	1.91	1.78
2.	Zużycie wody na 1 godz. kg	585	6.70	555	684	742	693	603	800	800	863
3.	Ilość wytworzonej pary (przeliczona na normal. 640 kal.) przypadająca na 1 m² pow. ogrz. i 1 godz.	12.9	14.7	12.1	15.0	16.2	15.2	13.2	17.6	17.6	19.0
4.	Temperatura wody zasil. °C	17.0	17.5	17.7	19	19.5	20.0	21.0	18	18	18
5.	Przec. temp. parowania °C	170.1	164.6	155.4	161.2	164.2	164.2	164.7	167.4	169.4	170.3
6.	Ciepło zużyte na 1 kg pary przy 2% wilgot. kal	634	632	627.2	629.3	629.8	629.3	628.3	632.3	632.8	633.4
7.	Zawartość CO^2 w spalinach	5.2	5.5	5.5	5.56	6.7	7.5	8.4	7.7	9.1	9.36
8.	Nadmiar powietrza	1.06	1.18	1.73	1.02	1.0	1.06	1.22	1.0	1.1	1.1
9.	Temp. spalin u wylotu rurek °C	209	208	194	200	212	206	203	235	240	241
10.	Bilans cieplny kotła:										
	A. Ciepło użyteczne %	33.0	50.0	62.2	40.3	52.0	59.4	65.0	54.8	59.5	68.0
	B. Straty: a) kominowe %	5.7	7.0	11.60	7.81	8.3	8.3	9.2	9.7	11.25	11.25
	b) niecałkowitego spalania %	51.3	30.3	8.65	41.74	27.6	16.7	7.2	23.9	16.7	7.30
	c) zewnętrzne %	10.0	12.7	17.55	10.15	12.1	15.6	18.6	11.6	12.55	13.45

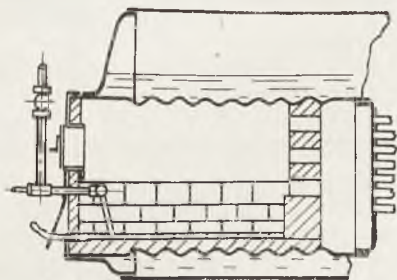
TABLICA IV.

Pow. ogrzew. kotła = 52 m²
Wymiary płomienicy: średnica 850/950 mm, dł. 2210 mm.
Przedłużenie płomienicy: średnica 950 mm, dł. 1.000 mm.
Palniki: „Huntera“ — 2 sztuki.

	RODZAJ PŁOMIENICY	ZWYKŁA				PRZEDŁUŻONA		
	DATA WYKONANIA POMIARU	24.VIII		25.VIII		5.VIII 1925		
	NR. POMIARU	I.	II.	III.	IV.	V.	VI.	VII.
1.	Zużycie gazu w jednostkach = 10.000 kal.							
	a) na 1 godz.	79.56	69.16	45.76	82.16	111.80	85.28	65.52
	b) na 1 godz. i 1 m² pow.	1.53	1.35	0.88	1.66	2.15	1.64	1.26
2.	Zużycie wody na 1 godz. kg	820	745	488	815	895	848	730
3.	Ilość wytworzonej pary norm. (640 kal.) kg	176.7	177.3	169.6	161.8	169.6	175.0	170.1
4.	Temper. wody zasilające, przed inżek. °C	18.2	19.1	18.1	19.2	17.2	17.0	18.0
5.	Przeciętna temp. parowania — °C	176.7	177.3	169.6	161.8	169.6	175.0	170.1
6.	Ciepło zużyte na 1 kg pary przy 2% wilg. kal	635	634.2	632.2	630.2	633.5	635.5	633.0
7.	Zawartość CO_2 w spal. %	8.7	8.57	7.1	8.0	7.4	8.5	8.2
8.	Nadmiar powietrza	1.27	1.24	1.79	1.22	1.09	1.2	1.45
9.	Temperatura spalin w kominie °C	229.5	227.5	177.8	212.0	245.8	237.0	219.3
10.	Bilans cieplny kotła							
	A) Ciepło użytecz. %	65.2	66.0	67.6	59.0	50.65	63.15	70.15
	B) Straty: a) kominowe %	9.3	7.4	8.6	6.7	8.90	10.15	11.25
	b) niecał. spalania %	10.8	11.1	—	21.5	29.7	12.40	—
	c) zewnętrzne %	14.7	15.5	23.8	12.8	10.75	14.30	18.60

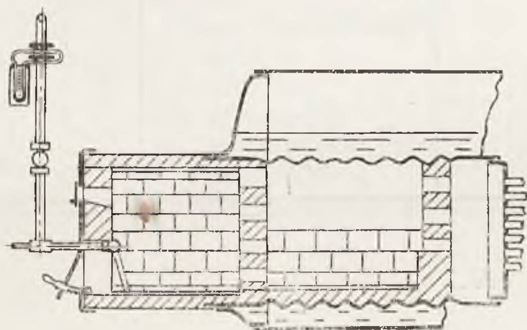
literą *b*). 3) stopnia wyzyskania paliwa (krzywe ciepła użytecznego — względnie sprawności — oznaczone literą *a*).

Linje ciągłe przedstawiają wyniki otrzymane z płomienicami zwykłemi, linje przerywane — z przedłużonemi. Rys. 4, 5. 6 i 7 przedstawiają urządzenia palenisk.



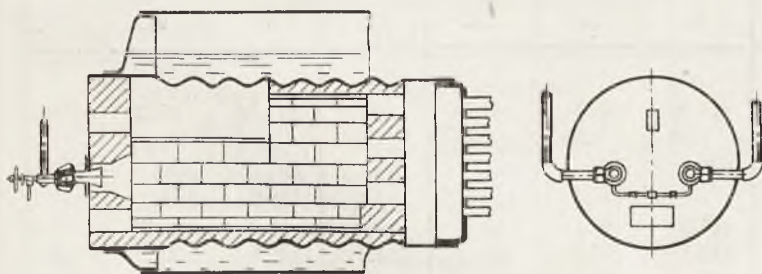
Rys. 4.

Podane wyniki badań wykazują dodatni wpływ przedłużenia płomienicy na sprawność kotła lokomobilowego.

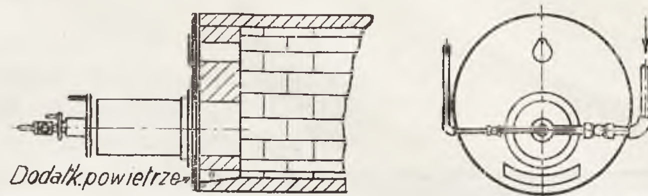


Rys. 5.

Spalanie poprawiło się we wszystkich badanych wypadkach; krzywe niezupełnego spalania *C* wskutek przedłużenia płomienicy zostały przesunięte w korzystnym kierunku, albo otrzymały łagodniejsze nachylenia, wskutek lepszego (bardziej pełnego) spalania się gazu. Dzięki temu osiągnięto większą wydajność kotłów, przy dostatecznie wysokiej sprawności. Wydajność wynosiła 16 — 19 kg z 1 m² i 1 godz., przy sprawności = 65%. Straty wskutek niecałkowitego spalania w granicach tych obciążeń były niższe od 10%, gdy dla tych samych obciążeń ze zwykłą płomienicą, straty stwierdzone wynosiły 20%.

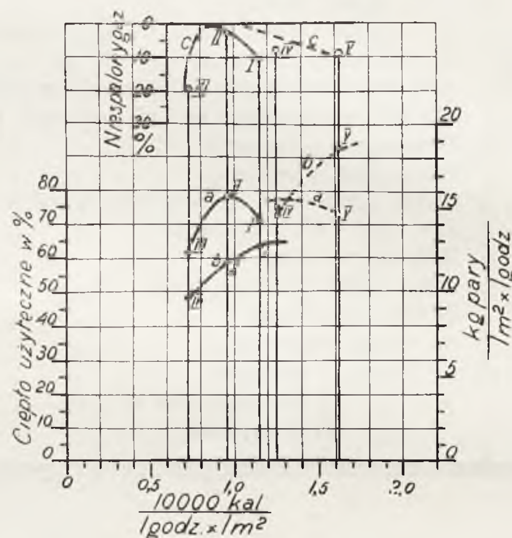


Rys. 6.

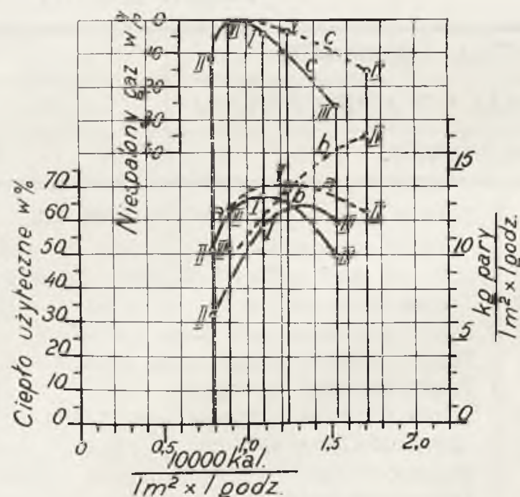


Rys. 7.

Jak należało przewidywać, wyniki nie są jednakowe we wszystkich badanych wypadkach. Wpływ przedłużenia płomienicy występuje najjaskrawiej w wypadkach I i II z palnikami „Stycznia", w których najwyższa osiągalna wydajność wzrosła z 13 na 18 do 19 kg z 1 m² pow. ogrzew. na 1 godz.*).



Wykres I.



Wykres II.

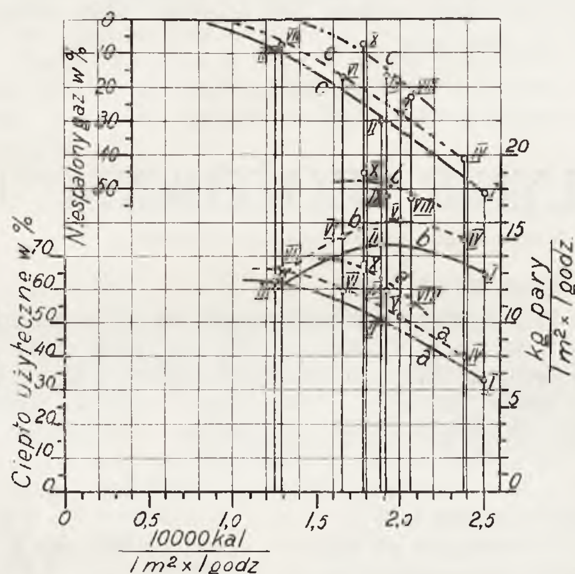
*) W wypadku pierwszym uwagę zwracają wysoka wydajność i wysokie sprawności kotła (75 do 78%). Są one następstwem dobrej izolacji kotła. Kocioł był pokryty dwoma warstwami 4 cm płyt korkowych. Temperatura zewnętrzna izolacji wynosiła zaledwie 20° C ponad temperaturę kotłowni.

W czwartym wypadku, (z palnikami „Huntera") wpływ przedłużenia wypadł najsłabiej. Należy to przypisać temu, że warunki techniczne dla spalania gazu (palniki i obmurze wskazane na rys. 6) w płomienicy zwykłej były w tym wypadku korzystniejsze, niż w innych. W każdym razie i w tym wypadku krzywa niespalonego gazu *C* została przesunięta w kierunku korzystnym. Ponadto dodatni wpływ przedłużenia paleniska na spalanie uzewnętrznił się przez brak wyrzutów płomieni (spokojne spalanie się), które występowały w płomienicy zwykłej, przy daleko mniejszem nawet zużyciu gazu.

W trzecim wypadku, (z palnikiem bunzenowskim) doprowadzano do paleniska nadmierne ilości gazu, a to w tym celu, by móc ustalić następstwa nadmiernego forsowania w zwykłych warunkach i z przedłużeniem*).

Palnik bunzenowski, w wykonaniu fabryki w Gliniku Marjampolskim, zbudowany jest na małe ilości gazu 0,8 do 1,0 m³ min. i przy większych przepływach przepuszcza niedostateczne ilości powietrza. Chcąc stwierdzić nietylko wpływ przedłużenia płomienicy na spalanie, ale osiągalną wydajność, przy dostatecznie dobrem spalaniu, zostały wykonane pomiary po przedłużeniu płomienicy:

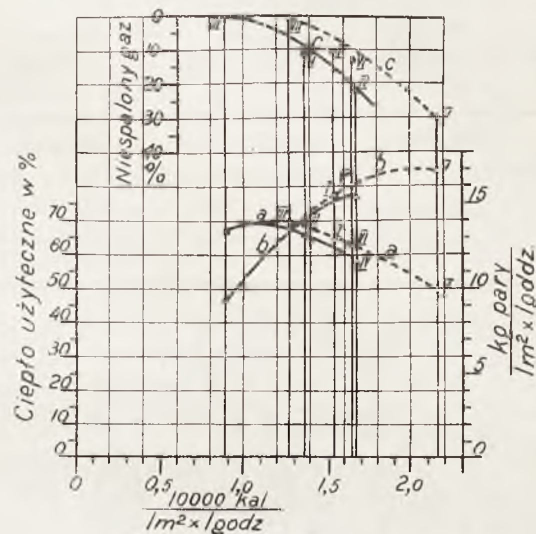
1) bez dodatkowego powietrza (wyniki przedstawione na wykresie III zapomocą linji kreskowanych).



Wykres III.

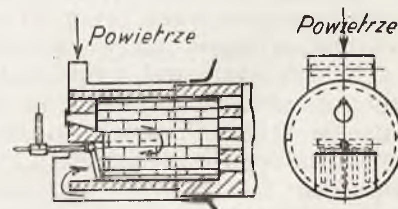
2) z dodatkowym dopływem powietrza przez otwór *O* pod palnikiem, uwidoczniony na rys. 7, (wyniki przedstawione zapomocą linji kreskowanych z kropkami —.—.—.). I w tym wypadku, zawdzięczając przedłużeniu płomienicy, osiągnięto w czasie 6 godz. wydajność 18 kg na 1 m² i na 1 godz., przy sprawności = 63% wobec 14,8 kg osiągalnych w warunkach zwykłych, przy sprawności równej = 50%.

Przebieg krzywych sprawności (ciepła użytecznego) wskazuje również na to, że nie w każdym wypadku przedłużenie płomienicy jest korzystne. Od punktu, w którym linje *a* przecinają się i linja ciągła biegnie powyżej linji kreskowanej, korzystniejsze wyniki daje zwykła płomienica. Tłómaczy się to stratami na przewodzenie i promieniowanie ciepła przez słabo, w stosunku do panujących w nim temperatur, izolowany płaszcz przedłużenia paleniska.



Wykres IV.

Straty te wynoszą około 5.000 Kal. na 1 m² powierzchni przedłużenia i godz. Jednak ciepło to można wyzyskać do podgrzewania powietrza, doprowadzanego do paleniska. W tym celu przedłużenie musiałoby być wykonane z dwóch koncentrycznych rur, między któremi będzie przepływać powietrze, zużywane następnie do spalania. Przykład takiego urządzenia przedstawiony jest na rys. 8. Używanie podgrzanego powietrza wpływa dodatnio na lepsze spalanie, podnosi temperaturę spalania, i zwiększa wydajność powierzchni ogrzewalnej.



Rys. 8.

Przytoczone powyżej wyniki wstępnych badań pozwalają stwierdzić, że wydajność kotłów lokomobilowych, opalanych gazem, da się podnieść do wysokości 18*) i więcej kg pary z 1 m² na 1 godz., o ile

*) Zagadnienie to zasługuje na szczególną uwagę z tego powodu, że palacze, obsługując palniki mieszankowe, nie są w stanie stwierdzić złego spalania z wyglądu płomienia i mogą używać nadmiernych ilości gazu (p. I. 2,5 m³ na 1 m² i 1 godz.) tam, gdzie dopływ gazu do kotłowni przewyższa znacznie zapotrzebowanie. We wszystkich wypadkach, a w tych zwłaszcza, warto instalować przed palnikami dyszę, jak to widać na rys. 5, a na manometrze założyć skalę z przepływem minutowym lub godzinowym, by umożliwić palaczowi orjentowanie się w ilościach, doprowadzonego do paleniska gazu.

*) a nawet do 20 kg przy należytem wyzyskaniu ciepła promieniowania wydłużonej płomienicy.

komorze paleniskowej będą nadane wymiary odpowiednie do ilości gazu, jaką trzeba będzie spalić. W tym celu należy utrzymać taki stosunek między pojemnością komory paleniskowej*) z zużyciem maksymalnem gazu, przy jakiem sprawność kotła jest bliska swej maksymalnej wielkości.

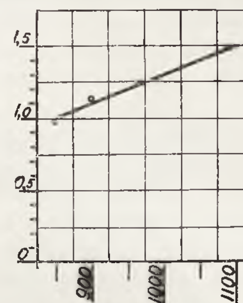
Stosunek ten w wypadkach objętych badaniami był następujący:

Wypadek	Rodzaj palnika	Średnica płomienicy w mm	Stosunek pojemności komory paleniskowej w m³ do zużycia minutowego gazu w m³	
			płomienica zwykła	płomienica przedłużona
1	Stycznia	1100/1200	1,5	1,4
2	„	850/950	0,9	0,95
3	Bunzenowski	900/1000	1,14	1,14
4	Huntera	850/950	0,9	1,1

Z zestawienia tego widać, że stosunek ten zależny jest raczej od średnicy płomienicy, niż od rodzaju palnika i zmienia się wraz z tą średnicą. Wykres V przedstawia tę zależność, w granicach przeprowadzonych badań.

W kotłach lokomobilowych na wydajność wpływa w wysokim stopniu izolacja kotła. Widać to z wyników wypadku — 1-go w którym osiągnięto najwyższą wydajność, jedynie dzięki dobrej izolacji.

Jest to zrozumiałe, gdyż w kotłach tych straty zewnętrzne powstają kosztem ciepła już przeprowadzonego przez powierzchnię ogrzewalną, innemi słowy — straty te obniżają bezpośrednio wynik skuteczny. Chcąc mieć wysoką wydajność należy możliwie ograniczyć straty przewodzenia i promieniowania ścian zewnętrznych kotłów lokomobilowych.



Wykres V.

Na zakończenie należy zwrócić uwagę, by wraz z podniesieniem wydajności kotłów większą uwagę zwrócić na utrzymywanie powierzchni ogrzewalnej w czystości. Wraz ze zwiększoną wydajnością kamień kotłowy będzie narastał prędzej i dlatego należałoby: albo myć kotły częściej niż obecnie, albo wodę do zasilania zmiększać.

T. SZENIC inż., Inżynier Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.

BADANIA CIEPLNE W MŁYNIE ZBOŻOWYM.

Badania te wykazują zbyt duże koszty przemiału zboża z powodu niewłaściwej instalacji silnikowej.

Do napędu młyna służy 80-konna maszyna parowa, jednocylindrowa z kondensacją, z wentylowym rozrządem pary, fabryki Hartmanna w Chemnitz. Średnica cylindra — 425 mm, skok — 850 mm, średnica trzonów tłokowych z przodu 66 mm, z tyłu 55 mm, ilość obrotów 80. Rok budowy maszyny niewiadomy. Należy przypuszczać, że została ona zbudowana przed 30 laty.

Do wytwarzania pary służy kocioł dwupłomienicowy z fabryki krajowej, rok budowy 1893, powierzchnia ogrzewalna 80 m², ciśnienie $5^1/_3$ at, powierzchnia rusztów 2,25 m², palenisko z wdmuchem powietrza zapomocą wentylatora, patent „Z. Z.“, firmy Pargos w Warszawie.

Podczas próby kocioł był opalany miałem z kopalni „Blücher“ na Górnym Śląsku. *(Cena 22 zł. za tonę* loko młyn).

Młyn pracuje 18 godzin dziennie. Przemiał w ciągu 18 godzin pracy wynosił 100 kwintali pszenicy (126 f. w. h. — mąka 55%) i 200 kwintali żyta (119 f. w. h. mąka — 60%). Przy pracy perlaka i kamienia przemiał w ciągu 24 godzin wynosić może 35 kwintali kaszy, 25 kwintali razówki i 266 kwintali żyta.

Młyn składa się:

1) Z 4 postawów podwójnych na żyto: dwie pary walców średnicy 300 mm × 1000 mm; dwie pary walców średnicy 300 × 800 mm, dwie pary walców średnicy 300 × 700 mm i dwie pary walców średnicy 300 × 600 mm, do tego para kamieni francuskich 8/4.

2) z 2 postawów podwójnych na pszenicę: cztery pary walców średnicy 260 mm × 800 mm i para kamieini francuskich 7/4,

3) z perlaka do kaszy o średnicy 900 mm z krajalnicą i oczyszczarką

i 4) z oddziałów do czyszczenia zboża: żyta i pszenicy.

Maszyna jest silnie przeciążona—przeciętne przeciążenie należy określić na 60 do 70%. W poszczególnych wypadkach dochodzi ono do 100%. Przeciętna ilość obrotów wynosi 76 do 78 zamiast normalnych 80, przyczem cały młyn jednocześnie pracować nie może.

Bieg jałowy maszyny z transmisją i wentylatorem dla wdmuchu powietrza do paleniska zabiera około 47 *KMi*, żytnie walce około 60 *KMi*, pszeniczne walce około 27 *KMi*, dział oczyszczania zboża około 25 *KMi*, światło około 5 *KMi*.

W rozrządzie pary stwierdzono dwie wady — spóźniony wlot pary, szczególniej w przedniej części cylindra i brak kompresji w tylnej części cylindra. Pierwszą wadę przez regulację wentyli wpustowych

*) Pod nazwą pojemności komory paleniskowej rozumieć należy objętość przestrzeni, zawartej między ścianą czołową paleniska, a ostatnią siatką przed rurkami płomiennemi.

całkowicie usunięto, druga zaś częściowo pozostała, wskutek niedomykania się wentyla wypustowego tylnej części cylindra para, uchodząca do kondensatora, widocznie wylizała go, więc pomimo silnego skrócenia trzpienia wentyla wypustowego kompresja w tylnej części cylindra pozostała mniejszą niż w przedniej — zupełnie dokładną regulację można osiągnąć dopiero po doszlifowaniu wentyla.

Wyniki badań należy podzielić na dwie części:

Pierwsza część badań dokonana przed regulacją maszyny. Przeciętne ciśnienie w kotle 4,3 at, przeciętna moc indykowana 133,6 *KMi*, przeciętna ilość obrotów 78, przeciętna próżnia w kondensatorze 86%, przeciętny rozchód węgla na godzinę 320 kg, na 1 m² powierzchni rusztu 143 kg na *KMi* — 2,4 kg. Ilość szlaki i popiołu około 10%.

Koszt opału na 1 *KMi* w ciągu godziny wynosi około 5,28 groszy, a koszt paliwa na 1000 kg zboża — 4 zł. 22 gr. Stosunek spalonego węgla do przemielonego zboża — 19,2%.

Druga część badań dokonana po regulacji maszyny — przeciętne ciśnienie w kotle — 4,5 at, przeciętna moc indykowana 118,3 *KMi*, przeciętna ilość obrotów 77, przeciętna próżnia w kondensatorze 85%, przeciętny rozchód węgla na godzinę 260 kg, na 1 m² powierzchni ogrzewalnej około 3,25 kg, na 1 m² powierzchni rusztów około 115 kg, na 1 *KMi* — 2,11 kg. Ilość szlaki i popiołu około 9%.

Koszt opału na 1 *KMi* w ciągu godziny wynosi około 4,66 gr. a koszt paliwa na 1000 kg zboża 3 zł. 43 gr. Stosunek spalonego węgla do przemielonego zboza 15,6%.

Oszczędność więc na paliwie po regulacji maszyny w stosunku do *KMi* stanowi około 12%.

Jak widać, młyn spala za dużo węgla; w dobrze urządzonych młynach stosunek spalonego węgla do przemielonego zboża nie przenosi 8 do 9%.

Przybliżony rozchód pary na 1 *KMi* stanowił około 11 kg — a z 1 mt² powierzchni ogrzewalnej otrzymywano około 22 kg pary.

W danej instalacji nic poprawić nie można. Maszyna przestarzałej konstrukcji, zbudowana na niską prężność pary, ogromnie przeciążona, kocioł niskoprężny zużyty i silnie forsowany.

Już dzisiaj badany młyn dla normalnej pracy wymaga silnika około 200 *KM*, a nawet silniejszego wobec przewidywanego powiększenia młyna.

Najbardziej celowem byłoby ustawienie zamiast obecnej instalacji parowej, nowoczesnej lokomobili na przegrzaną parę o mocy normalnej 220 — 240 *KM* z dopuszczalnem przeciążeniem do 270 — 300 *KM*.

Oczywiście instalacja tego rodzaju opłacałaby się w obecnych czasach tylko w takim wypadku, gdyby mogła być nabyta za gotówkę lub na kredyt tani oraz przy takiej organizacji przedsiębiorstwa, by nowa instalacja była zawsze całkowicie wyzyskana, czyli pracowała jako młyn towarowy. Przemiał obcego zboża gorzej się opłaca. Młyn pobiera za przemiał 1 kwintala zboża 2 zł. 50 gr. przy własnych kosztach przemiału około 2 zł. bez amortyzacji kosztu maszyn i inwentarza i całego szeregu innych wydatków bieżących.

Na przemiał cudzego zboża mogą z zyskiem pracować małe młyny, duży młyn musi być młynem towarowym — sam dokonywać zakupów zboża, sam sprzedawać mąkę, kaszę i otręby.

Przemiał obcego zboża w dużym młynie może być tolerowany, lecz nie powinien stanowić podstawy przedsiębiorstwa.

W. SCHRAMME, inż., Inżynier Stow. Dozoru Kotłów w Warszawie.

POSTĘPY W WYZYSKANIU CIEPŁA W INSTALACJACH PAROWYCH WYSOKOPRĘŻNYCH.

W zeszycie 6 VDI — Nachrichten z dnia 10 lutego r. b. poruszona jest sprawa wyzyskania ciepła w urządzeniach parowych o wysokiem ciśnieniu.

Wytwarzanie mocy dla wszelkich celów skupiło się już dziś w wielkich centralach elektrycznych w tak wysokim stopniu, że zupełnie naturalnem jest, jeżeli wszystkie dążenia do ulepszeń urządzeń silnikowych w pierwszym rzędzie muszą być rozważane ze stanowiska wytwórni mocy elektrycznej. Ten rozwój jest przytem tem więcej zrozumiały, że centrale elektryczne, których zadaniem jest zyskowna sprzedaż prądu elektrycznego, najwięcej muszą interesować się taniem jego wytwarzaniem, więcej niż niejedna wytwórnia przemysłowa. Osobliwie jasno wyraża się ten rozwój, jeżeli studjować obecny stan zagadnienia zużytkowania pary wysokoprężnej. Przy wprowadzeniu stosowania pary o wysokich ciśnieniach, wytwórnie pracujące z dużą przeciwprężnością, przy której wysokie ciśnienie dolotowe daje największe korzyści, nie odegrają z powodu swej stosunkowo niewielkiej liczby i nieznacznego zapotrzebowania energji tak doniosłego znaczenia, jak elektrownie. Te ostatnie są jednakże tylko w wyjątkowych wypadkach w możności wytwarzania mocy łącznie z ogrzewaniem na dalszą odległość i pracowania wobec tego z większem przeciwciśnieniem.

Pomimo to w elektrowniach zwiększanie ciśnienia roboczego w urządzeniach parowych rozpoczęło się już na dobre. Amerykańska Gas and Electric Company uruchomiła w roku ubiegłym zakłady Philo and Twin Branch, które pracują przy ciśnieniu 38,5 at bez przerwy. Nowa wytwórnia Crawford Avenue, Chicago, w której pracuje nowa turbina Parsonsa o mocy 50000 kW, obliczona jest na 42 at. nadciśnienia. W ostatnich czasach uruchomiona została nowa instalacja o trzech kotłach, pracujących przy ciśnieniu 50,75 at w Zakładzie Langerbruegge Centrali Elektrycznych Flandrji. Niezależnie od badań z ciśnieniami 100 at i więcej, na razie w formie laboratoryjnej, które są w toku z kotłami Atmos, Bensona lub Löfflera, należy wziąć pod uwagę urządzenia dla Weymouth Edison Illuminating Company, gdzie według ostatnich wiado-

mości pracują kotły parowe Babcocka przy ciśnieniu 84 at, o walczakach nie nitowanych, lecz kutych 100 mm grubości, do tego stopnia bez zarzutu, że jeden kocioł podobnego typu, wytwarzający 82000 kg pary na godz. przy ciśnieniu roboczem 45,5 at z górnym kutym walczakiem o średnicy 1,2 m i długości 10,2 m został zamówiony na wystawę do Amsterdamu. Wobec tego można w przeciągu najbliższych miesięcy liczyć na pewne wiadomości o tem, jak się przedstawiają w praktyce urządzenia o parze wysokoprężnej. (Kotły na 32 at są ustawione również od dwuch lat w fabryce „Chemischer Verein", Usti, Czechy).

Z powyższego wynika, że kierownicy niemieckich elektrowni, osobliwie przy takich nowych budowach, jak naprzykład rozpoczęta nowa centrala Rummelsburg dla miasta Berlina, która będzie całkowicie obciążona dla pokrycia pilnej potrzeby prądu elektrycznego, a na razie nie będzie rozporządzała dostateczną ilością zapasowych maszyn i kotłów, — przystępują z wielką ostrożnością do podnoszenia ciśnienia roboczego w kotłach, żeby nie narażać na szwank niezawodności ruchu swych urządzeń. Podobne zapatrywanie w sprawie urządzeń wysokoprężnych ujawniło się także w dyskusji, która w kołach związku elektrowni niemieckich miała miejsce przed niedawnym czasem. Przedewszystkiem wskazywano na to, że urządzenia wysokoprężne przy dzisiejszych stosunkach wtedy tylko będą opłacały się gospodarczo, jeżeli można będzie liczyć na 2000 godzin pracy rocznie. Oprócz tego zalecano wybierać ciśnienie robocze nieznacznie niższe od 35 do 40 at, ponieważ, w razie przeciwnym, zaoszczędzenie ciepła w stosunku do podwyższenia kosztów budowy urządzeń wysokoprężnych nie będzie dostatecznie duże. Ustalenie wysokości ciśnienia kotłowego zależy od rachunku rentowności. Pytanie, czy dać pierwszeństwo paleniskom na pył węglowy, czy też z rusztami, sprowadzało się do ceny węgla. Zakłady, które muszą się liczyć z wysoką taryfą przewozową, lepiej wyjdą na tem, jeżeli będą spalać dobre gatunki węgla na rusztach ruchomych.

Zakłady zaś znajdujące się nad brzegiem morskim, które mogą otrzymywać tani węgiel angielski, mogą przejść na paleniska na pył węglowy, dla których ze względów gospodarczych nadaje się najlepiej chudy węgiel drobny. Naturalnie przy sprzyjających stosunkach węglowych przejście na pył węglowy może stać się koniecznem, jeżeli projektuje się używanie kotła o bardzo wielkich wymiarach, albo jeżeli jest zamiar wyzyskania zalet lekkiego samoczynnego regulowania palenisk na pył węglowy. (Budowa kotłów o takich paleniskach, por. nast. artykuł pod tyt. „Nowy kocioł parowy z paleniskiem na pył węglowy").

Nadzwyczaj ważne i częściowo nierozwiązane jest pytanie o używaniu materjałów do budowy urządzeń o wysokich ciśnieniach i temperaturach. Obecnie powszechnie przyjęte zostałoby przy kotłach zwykłej budowy, posiadających walczaki o większej średnicy, przy ciśnieniach ponad 25 at, nie używać walczaków nitowanych, lecz kute bez szwu lub spawane. Co do tych ostatnich należy być jednak bardzo ostrożnym, gdyż wykonanie spawania tych walczaków sprowadzanych z zagranicy nastręcza narazie wiele zastrzeżeń co do dokładności wykonania szwów, co zależne jest od mniejszej lub większej wprawy wykonawców. Przeciw używaniu stali niklowej z zawartością 3 proc. niklu, która byłaby zastosowana dlatego, żeby zmniejszyć konieczną grubość blachy, przemawia ten wzgląd, że cena jej jest jeszcze za wysoka. Nawet i zagranicą wystarcza, zdaje się, zwykła stal, jeżeli dochodzi się do 100 mm grubości blachy kotłowej.

Trudności z uszczelnianiem przewodów rurowych przestały istnieć od tego czasu, kiedy zaczęto stosować kołnierze uszczelniane na czysty metal. Nawet i tu można tymczasem obyć się bez stali niklowej.

Wodowskazy ulepszono w tym kierunku, że wogóle stosuje się wodowskazy ze szkłami płaskiemi, które nie mogą pękać. Natomiast przy zaworach bezpieczeństwa, zdaje się, nie udało się osiągnąć, by grzybek przy częstszem przedmuchiwaniu pod wysokiem ciśnieniem pozostawał szczelny. Wobec tego w najnowszych instalacjach stosuje się mniejsze zawory pomocnicze, ustawione na nieco niższe ciśnienie, które można doszczelniać podczas pracy. W ten sposób, zabezpieczyć można zawory główne od zbyt częstego działania.

W sprawie możliwych granic podwyższania ciśnienia i temperatury pary panuje jeszcze pewna niejasność, zależna zupełnie od kwestji kosztów urządzenia. Kiedy Mellanby i Kerr niedawno w swem sprawozdaniu oznaczali 87,5 at ciśnienia i 485° C, jako najwyższe granice, które są dopuszczalne przy dzisiejszych własnościach materjałów do budowy kotłów, Christie i Turnbull uważają za możliwe dopuścić 28 at i 540° C i przy tym ustosunkowaniu pary uważają, że można osiągnąć wyższą oszczędność niż przy 84 at ciśnienia i 375° C przegrzania.

Twierdzenie ostatnie wskazuje na to, że dążenia wytwórców powinny iść przedewszystkiem w kierunku opanowania materjałów tak, aby mogły one sprostać wysokim temperaturom; podwyższenie ciśnienia powoduje bowiem znaczne zwiększenie kosztów budowy instalacyj parowych.

W. SCHRAMME, inż., Inżynier Stow. Dozoru Kotłów w Warszawie.

NOWY KOCIOŁ PAROWY Z PALENISKIEM NA PYŁ WĘGLOWY.

W zeszycie 7-ym czasopisma VDI — Nachrichten z dnia 17 lutego r. b. podana jest wzmianka o nowym kotle parowym, opalanym pyłem węglowym. Chociaż opalanie pyłem węglowym przy naszych stosunkowo niewielkich instalacjach nie odgrywa w Polsce tak wielkiej roli, jak w innych krajach, ze względu na duże ilości dobrego węgla, jednakże ciekawe są usiłowania techników amerykańskich i angielskich, dążące do rozwiązania trudności, związanych z opalaniem kotłów pyłem węglowym. Notatka poniższa ilustruje prace zagranicą w tym kierunku.

Przy rozwoju kotłów parowych, opalanych pyłem węglowym dotychczas walczono specjalnie z trudno-

ściami, jakie nastręczały wysokie temperatury w palenisku. Żeby pył węglowy mógł spalać się zupełnie z dopuszczalną minimalną ilością powietrza, temperatury spalania muszą być znacznie wyższe, niż w zwykłych paleniskach z rusztami.

Tym wysokim temperaturom nie mogą sprostać wogóle znane obecnie materjały ogniotrwałe, które używane są do wykładania komór paleniskowych. Żeby zatem uniknąć częstych napraw obmurza kotłowego, musiano przestawać na tem, żeby sztucznie obniżać temperaturę płomienia przez doprowadzanie zbędnego nadmiaru powietrza, wskutek czego spadała sprawność paleniska.

Zobrazowana wyżej trudność powiększyła się jeszcze w ostatnich czasach wskutek tego, że zaczęto podgrzewać wodę zasilającą kotły nie zapomocą gazów spalinowych, lecz zapomocą pary pobieranej z silników, pozostałe zaś do rozporządzenia ciepło spalin zużytkowywano do podgrzewania powietrza kierowanego do paleniska, i wskutek tego osiągano tam wyższą temperaturę od tej, którą osiągnąć można w zwykłych warunkach palenia.

Jako środek zabezpieczający ścianki takich palenisk stosuje się ścianki z rurek wrzątkowych. Zastosowanie tego sposobu budowy palenisk zaczęło się posuwać naprzód od tej chwili, kiedy przekonano się, że opłomki te pochłaniają znaczną część ciepła promieniowania płomienia, wskutek czego sprawność kotła znacznie się podnosi.

Są nawet propozycje, by większą część powierzchni ogrzewalnej kotła umieszczać bezpośrednio w rurach opłomkowych, znajdujących się pod bezpośredniem działaniem płomienia.

Kocioł zbudowany w ostatnich czasach przez Combuston Engineering Corporation, New-York, zdaje się być ostatnim wyrazem tego rozwoju. Ta nowa instalacja kotłowa nie posiada obmurowanej komory ogniowej wcale; komora ogniowa znajduje się w środku całego szkieletu kotłowego i składa się z elementów o kształcie czworograniastych skrzynek.

Elementy te stanowią rury żebrowe, które są szczelnie do siebie dopasowane. Cyrkuluje w nich woda kotłowa. W górnej części takiej komory w czterech jej rogach wbudowane są palniki na pył węglowy, do których doprowadza się wysoko podgrzane powietrze. Główna część dodatkowego powietrza przepływa przez komorę od góry do dołu, tak że powstający w palenisku czub płomieni pędzi z góry na dół pomiędzy wieloma rzędami gładkich rur kotłowych, które tworzą rodzaj dna komory paleniskowej i są umocowane pomiędzy walczakami wodnemi kotła.

Płomień kieruje się dalej do komory znajdującej się pod temi rzędami rur, która służy do opadania popiołu. Następnie, przed opuszczeniem kotła, gazy spalinowe oddają swój ciepło przegrzewaczowi powietrza.

Jak donosi czasopismo „The Iron Age" z 17-go grudnia 1925 roku, w kotle zbudowanym na powyższych zasadach przez wytwórnię Taylor Brothers et Co w Anglji o powierzchni ogrzewalnej 156 mt^2 osiągnięto około 30,000 kg pary na godzinę, czyli że z 1 mt^2 powierzczchni ogrzewalnej kotła otrzymano około 186 kg pary na godzinę.

Z CODZIENNEJ PRAKTYKI STOW. DOZORU KOTŁÓW.

„Antilith" preparat do usuwania kamienia kotłowego.

Środek ten do usuwania kamienia kotłowego wyrabiany jest przez fabrykę kleju, będącą własnością p. Schmidta w Poznaniu.

Przeprowadzone badania wykazały:

Ciężar gatunk. 1,238

Skład pierwiastkowy

wody . . . . H_2O =76,5%
wodorotlenku sodu . . . . $NaOH$=19,5%
substancji organicznej . . . . . . = 3,5%

Substancja organiczna jest pochodzenia roślinnego i nie zawiera azotu.

Czyste Na OH zachowuje się obojętnie względem żelaza. W obecności tlenu wywołuje mniej lub więcej silne rdzewienie, które potęguje się wraz ze wzrostem temperatury. Z tego wynika, że jakkolwiek związek ten usuwa kamień kotłowy, niszczy jednak w warunkach panujących podczas pracy kotła również i żelazo kotłowe. *K. N.*

Statystyka wybuchów kotłów w Anglji i Stanach Zjednoczonych Ameryki Północnej.

Sprawozdanie roczne *The Manchester Steam Users Association*, z dnia 3-go marca 1925 r. notuje 34 eksplozje kotłowe w Anglji. Dziewięć z nich przy których dwóch ludzi było zabitych i 40 rannych, uznano za właściwe wybuchy kotłów, pozostałe zaś dwadzieścia pięć wypadków, które pociągnęły za sobą śmierć siedmiu osób i kalectwo lub rany 15-tu, były spowodowane pęknięciem rur parowych, zaworów odcinających, cylindrów suszarnianych, parowych pieców piekarskich i t. p.

Przytaczając powyższe cyfry czasopismo „Power" z dnia 14. III. 1925 r. zaznacza, że w Stanach Zjednoczonych, zgodnie z dawnemi zestawieniami, mniej więcej jeden wybuch kotła parowego przypadał na każdy dzień roboczy.

W numerze tegoż czasopisma z dnia 27. X. 1925 r. z powodu złośliwej uwagi „Engineering", że w Ameryce jedno tylko Towarzystwo zanotowało 753 eksplozje kotłów w ciągu ostatnich trzech lat, podczas gdy w Anglji średnio na rok przypada 33 wypadki kotłowe, redakcja zaznacza, że powyższe cyfry odnoszą się do sprawozdania *The Hartford Steam Boiler Inspection & Insurance Company* za rok 1922 (to jest 3 lata temu, a nie za 3 ostatnie lata) i obejmują takie wypadki, które w Anglji nie są rozpatrywane jako wybuchy kotłów. W Anglji każda rzeczywista eksplozja kotła bez względu na to, czy pociągnęła za sobą stratę życia czy nie, jest badana przez *Board of Trade*. Dzięki temu w Anglji statystyka jest dokładna, podczas gdy w Stanach Zjednoczonych Ameryki Północnej badane są tylko wypadki nieszczęśliwe. Zadaniem badającego jest konieczność stwierdzenia raczej przyczyny śmierci, niż przyczyny wybuchu kotła. Z 48 stanów związkowych tylko 21 stanów posiada państwową Inspekcję Kotłową, która obowiązana jest prowadzić statystykę

wszystkich kotłów parowych i badać każdy ważniejszy wypadek kotłowy, o czem właściciele i użytkujący kotły parowe obowiązani są zawiadamiać Inspekcję. Jeżeli pozostałe 27 stanów da się przekonać o konieczności zorganizowania podobnej Inspekcji, to wtedy dopiero sumując poszczególne sprawozdania i umówiwszy się, co należy uważać za wybuch kotła, można będzie wzajemnie porównywać dane statystyczne różnych państw i określić ilość wybuchów w stosunku naprzykład do 1000 kotłów czynnych. *B. G. z G.*

KRONIKA TECHNICZNA.

Światowa Konferencja Energetyczna.

Zebranie Sekcyjne w Bazylei w r. 1926-ym.

W lecie 1924 r. z okazji wystawy Brytyjskiego Imperjum w Wembley pod Londynem odbyła się Pierwsza Światowa Konferencja Energetyczna przy udziale 39 państw, nie wyłączając Niemiec i Rosji.

Na konferencji tej wygłoszono i przedyskutowano szereg referatów, obejmujących zagadnienia, związane z wytwarzaniem, przetwarzaniem i wyzyskaniem wszelkich źródeł energji, a także dotyczących zasobów energji.

Polska wystąpiła z wyczerpującym referatem, opracowanym przez grono najwybitniejszych w kraju specjalistów, przy współudziale Ministerstwa Robót Publicznych.

Referat ten został wydrukowany w sprawozdaniach z prac Konferencji w języku angielskim, wraz ze skrótem francuskim, (Transactions of the First World Power Conference—vol. 1 p. 1099 1158), wydanych przez firmę Percy Lund, Humphries & Co, London.

Światowa Konferencja Energetyczna przekształca się w instytucję stałą. Biuro Międzynarodowego Komitetu Wykonawczego jest łącznikiem pomiędzy narodowemi komitetami energetycznemi, utworzonemi w oddzielnych krajach.

Komitety narodowe delegują swoich przedstawicieli do Międzynarodowego Komitetu Wykonawczego w Londynie, który prowadzi stale sprawy Konferencji.

Ostatnia sesja Międzynarodowego Komitetu Wykonawczego odbyła się w lipcu r. b. w Londynie. Oto główne postanowienia:

1. Zebrania plenarne Konferencji odbywać się będą mniej więcej co 5 lat. Niezależnie od tego będą miały miejsce zebrania sekcyjne, z mniej obszernym programem, urządzane nie przez Międzynarodowy Komitet Wykonawczy w Londynie, lecz przez poszczególne narodowe komitety energetyczne pod auspicjami Międzynarodowego Komitetu Wykonawczego.

2. Drugie plenarne zebranie Światowej Konferencji Energetycznej odbędzie się prawdopodobnie dopiero w r. 1930.

3. W lecie 1926 r. odbędzie się pierwsze zebranie sekcyjne Konferencji w Bazylei, organizowane przez Komitet Energetyczny Szwajcarski, z okazji wystawy sił wodnych i żeglugi śródlądowej, z następującym programem:

I. Rozwój energji wodno-elektrycznej w związku z żeglugą śródlądową.

II. Wymiana energji elektrycznej między poszczególnemi państwami z uwzględnieniem strony prawnej i finansowej.

III. Energja wodno-elektryczna, a energja cieplna — związek ekonomiczny pomiędzy temi formami energji.

IV. Elektryczność w rolnictwie.

V. Elektryfikacja kolei żelaznych.

Specjalny nacisk będzie położony na stronę finansową i prawną omawianych zagadnień.

4. Referat delegata Stanów Zjednoczonych Ameryki Mr. O. C. Merrill'a w sprawie międzynarodowych przelewów finansowych na rachunek długów międzysojuszniczych z tytułu odszkodowań wojennych rozesłano poszczególnym komitetom narodowym do wiadomości.

5. Polecono Kanadyjskiemu Komitetowi Energetycznemu opracowanie w porozumieniu z Międzynarodową Komisją Elektrotechniczną normalizacji danych, dotyczących sił wodnych.

6. Wypracowany przez osobną podkomisję program stałego organu Konferencji rozesłano poszczególnym komitetom narodowym do zaopinjowania.

Na początek wydawnictwo to będzie redagowane i wydawane staraniem Angielskiego Komitetu Energetycznego.

7. Wypracowany przez osobną podkomisję statut Międzynarodowej Konferencji Energetycznej rozesłano poszczególnym komitetom narodowym do zaopinjowania.

8. Rozliczne dezyderaty i uwagi, przedłożone przez niektóre komitety narodowe od poprzedniego zebrania Międzynarodowego Komitetu Wykonawczego w Londynie w r. 1924, rozesłano poszczególnym komitetom narodowym do wiadomości i zaopinjowania.

9. Następna sesja Międzynarodowego Komitetu Wykonawczego odbędzie się w lecie 1926 r. w Bazylei z okazji Pierwszego Sekcyjnego Zebrania Konferencji.

III-CI KURS POŚWIĘCONY TECHNICE KOTŁOWEJ I NAFTOWEJ WE LWOWIE.

16—19 marca 1926 r.

Wydział Mechaniczny Politechniki we Lwowie organizuje III-ci kurs inżynierski dla zagadnień kotłowych i naftowych, przeznaczony przedewszystkiem dla inżynierów-mechaników, interesujących się powyższemi zagadnieniami. Opłata za uczestnictwo wynosi zł. 10 za cały kurs albo po zł. 1 za wybraną godzinę wykładów lub ćwiczeń. Zgłoszenia pożądane są do dn. 10 marca pod adresem prof. T. Fiedlera, Przewodniczącego Komisji Organizacyjnej III-go Kursu we Lwowie, Politechnika.

PROGRAM KURSU.

SEKCJA KOTŁOWA.

Prof. St. Anczyc.

1. Wyrób blach kotłowych i wady ich stąd pochodzące.
2. Budowa mikroskopowa materjałów kotłowych i jej znaczenie.
3. Wpływ wysokich temperatur na materjały kotłowe podczas wyrobu i ruchu kotła.
4. Wpływ obróbki stosowanej na zimno podczas wyrobu i ruchu kotła.

Inż. T. Niemczynowski. Ruch ciepła w kotle.

Prof. E. Hauswald. Nowe poglądy na połączenia nitowe.

Prof. R. Witkiewicz. Elastyczność kotła a cieplarki.

Inż. T. Gayczak. Stosowanie spawania elektrycznego przy naprawie i budowie kotłów.

Prof. J. Feszczenko Czopiwski. Ulepszanie miejsc spawanych drogą obróbki termicznej.

Prof. E. Chromiński. Projekt nowych przepisów kotłowych.

SEKCJA NAFTOWA.

Inż. A. Kowalski. Rury wiertnicze w przemyśle naftowym.

Prof. J. Fabjański. Akcesja czy regale w przyszłej ustawie naftowej?

Prof. W. Suchowiak. Nowoczesne obliczanie lin drucianych.

Inż. T. Gawlik. Bezpowrotne straty czasu przy wierceniach za naftą, w godzinach.

Inż. J. Wójcicki. O opalaniu gazem.

Inż. St. Paraszczak. Gazoliniarnie adsorbcyjne węglowe.

Inż. T. Kuczyński. Nowoczesne metody odczyszczania emulsji ropnej.

Prof. L. Eberman. Zastosowanie różnych paliw do silników spalinowych.

Prof. Z. Bielski. Stosowanie rożnych metod wiercenia w naszych warunkach tektonicznych.

Inż. T. Bielski. Konstrukcja żórawi kombinowanych.

Inż. E. Barwiński. Z gospodarki cieplnej w kopalniach nafty.

Inż. St. Engel. Nowe metody techniczne.

Inż. St. Jamróz. Pewne zagadnienia wiertnictwa udarowego.

Inż. W. Klimkiewicz. Narzędzia instrumentacyjne w pensylwańskim systemie linowym.

Inż. T. Łabno. O niektórych pomysłach w wiertnictwie